МАШИНОСТРОЕНИЕ
MACHINE BUILDING



Check for updates

УДК 628.853:697.934 *Научная статья*

https://doi.org/10.23947/2541-9129-2024-8-1-73-81

Оптимизация передаточного числа трансмиссии по расходу топлива

Е.Е. Косенко ✉, **Ю.В. Марченко**, **Э.В. Марченко**, **С.И. Попов**, **А.И. Изюмов**

Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

✉ a123lok@mail.ru

EDN: IUHJOZ

Аннотация

Введение. Вопросы обеспечения оптимальных режимов расхода топлива являются предметом постоянного исследования в области эксплуатации автотранспортных средств. Работы в области снижения расхода топлива в большинстве случаев посвящены исследованию конструкции силовых установок, трансмиссии или аэродинамических особенностей кузова автомобилей. Вместе с тем вопросы определения оптимальных законов управления неустановившимся движением с точки зрения синтеза алгоритмов управления движением автомобиля не рассматривались. Для оптимизации передаточного числа автомобилей при неустановившемся движении авторами работы проведены аналитические расчеты, позволяющие упростить синтез алгоритмов управления движением, что позволяет снизить расход топлива. Целью работы являлось определение оптимального передаточного числа, позволяющего решить задачу синтеза управления транспортным средством для снижения расхода топлива.

Материалы и методы. Рассматриваемый в работе синтез алгоритмов управления движением автомобиля основан на применении к инвариантным признакам действительного движения игольчатой вариации Л.С. Понтрягина. Использован аналитический метод оценки энергетической эффективности эксплуатационных характеристик автомобиля, в основе которого лежит определение оптимального передаточного числа трансмиссии автотранспортных средств с учетом наименьшего расхода топлива. Представленный метод учитывает величину крутящего момента, передаваемого от коленчатого вала двигателя на элементы трансмиссии, который, в зависимости от мощности двигателя, реализуется в виде силы тяги на колесах автомобиля.

Результаты исследования. Построен закон оптимального изменения передаточного числа трансмиссии при разгоне автомобиля за минимальное время. Решена задача определения оптимального передаточного числа трансмиссии автомобиля в случае движения автомобиля с постоянной скоростью и постоянной подачей топлива, а также при разгоне автомобиля до заданной скорости при постоянной подаче топлива, когда соблюдается условие ε = const. Результатом рассмотренного случая применения оптимального закона изменения передаточного числа трансмиссии является минимизация расхода топлива при ограничениях на ускорение (силу тяги) и скорость движения автомобиля.

Обсуждение и заключение. Применение авторами аналитического метода для определения передаточного числа трансмиссии автомобиля, а также использование данного метода в практических расчетах для автомобиля с заданными характеристиками показывает возможность решения задачи синтеза управления транспортным средством с применением математического аппарата. Это подтверждается построенной графической зависимостью по результатам проведенных расчётов. Рассмотренные случаи движения позволили определить аналитические зависимости оптимального передаточного числа и скорости автомобиля. Исходные данные, полученные по аналитическим зависимостям, применимы для автомобилей со смешанным режимом управления.

Ключевые слова: передаточное число трансмиссии, расход топлива, энергетическая эффективность

Благодарности. Авторы выражают благодарность редакции и рецензентам за внимательное отношение к статье и указанные замечания, устранение которых позволило повысить ее качество.

Для цитирования. Косенко Е.Е., Марченко Ю.В., Марченко Э.В., Попов С.И., Изюмов А.И. Оптимизация передаточного числа трансмиссии по расходу топлива. *Безопасность техногенных и природных систем.* 2024;8(1):73–81. https://doi.org/10.23947/2541-9129-2024-8-1-73-81

Original article

Optimization of the Transmission Ratio by Fuel Consumption

Evgeny E. Kosenko, Julianna V. Marchenko, Edward V. Marchenko, Sergey I. Popov, Andrey I. Izyumov
Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation
✉ a123lok@mail.ru

Abstract
Introduction. The issues of ensuring optimal fuel consumption modes are the subject of constant research in the field of vehicle operation. Works in the field of reducing fuel consumption in most cases are devoted to the study of the design of power units, transmission or aerodynamic features of the body of cars. At the same time, the issues of determining the optimal laws of control of unsteady movement from the point of view of the synthesis of algorithms for controlling the movement of a car have not been considered. To optimize the transmission ratio of cars with unsteady movement, the authors of the work carried out analytical calculations to simplify the synthesis of motion control algorithms, which in turn allowed reducing fuel consumption. The aim of the work was to determine the optimal transmission ratio, which allowed solving the problem of synthesizing vehicle control to reduce fuel consumption.
Materials and Methods. The synthesis of algorithms for controlling the movement of a car considered in the work was based on the application of the needle variation of L.S. Pontryagin to invariant features of the real movement. An analytical method was used to estimate energy efficiency of vehicle performance, which was based on determination of optimal transmission ratio of motor vehicles taking into account minimum fuel consumption. The presented method took into account the amount of torque transmitted from the engine crankshaft to the transmission elements, which, depending on the engine power, was realized in the form of traction force on the wheels of the car.
Results. The law of optimal change in the transmission gear ratio during acceleration of the car in a minimum time was built. The problem of determining the optimal transmission ratio of the vehicle in the case of driving the vehicle at a constant speed and constant fuel supply and in the case of accelerating the vehicle to a given speed at a constant fuel supply, when the condition ε = const was met, was solved. The result of the considered case of applying the optimal law of change in the transmission gear ratio was the minimization of fuel consumption under restrictions on acceleration (traction force) and speed of the car.
Discussion and Conclusion. The use by the authors of the analytical method for determining the transmission ratio of a car, as well as the use of this method in practical calculations for a car with given characteristics, showed the possibility of solving the problem of synthesizing vehicle control using a mathematical apparatus. This was confirmed by the built graphical dependence based on the results of the calculations. The considered cases of movement made it possible to determine the analytical dependencies of the optimal transmission ratio and the speed of the car. The initial data obtained by analytical relationships are applicable for cars with a mixed control mode.

Keywords: transmission ratio, fuel consumption, energy efficiency

Acknowledgements. The authors would like to thank the Editorial board and the reviewers for their attentive attitude to the article and for the specified comments that improved the quality of the article.

For citation. Kosenko EE, Marchenko JuV, Marchenko EV, Popov SI, Izyumov AI. Optimization of the Transmission Ratio by Fuel Consumption. *Safety of Technogenic and Natural Systems.* 2024;8(1):73–81. https://doi.org/10.23947/2541-9129-2024-8-1-73-81

Введение. При движении автомобильного транспорта**,** с учетом его перемещения в условиях городских застроек, режим управления транспортным средством является смешанным с чередованием разгона и торможения, а также с необходимостью различного маневрирования. Подобное управление приводит к повышенному расходу топлива. Уменьшение расхода топлива в таких условиях, как правило, связано с необходимостью увеличения времени совершения маневров [1]. Это вызывает необходимость поиска оптимальных законов управления неустановившимся движением автомобиля. В работе [2] энергетические характеристики перемещения транспортного средства определяются в первую очередь величиной передаваемого от коленчатого вала двигателя крутящего момента и реализуемой на движителях силы тяги, которые зависят от мощности двигателя и значения передаточных чисел. Необходимость определения

оптимальных значений передаточных чисел трансмиссии транспортного средства обусловлена уменьшением значений топливных характеристик [3], а также уменьшением величины энергии, которая тратится при маневрировании автомобиля в случае неустановившегося движения. Передаточные числа определяются в соответствии с заданной характеристикой двигателя и в зависимости от скорости перемещения транспортного средства, имеющей переменные значения [4].

При рассмотрении применяемых подходов для решения задач, связанных с оптимизацией, следует сказать об их многообразии. Большая часть таких подходов использует методы оптимального управления и вариационного исчисления. Авторы в [5] использовали принцип максимума Л.С. Понтрягина с определением аналитических зависимостей для гибридных автомобилей. Подобный подход рассматривается и в работе [6], на основе которого предлагается построение закона оптимального изменения передаточного числа трансмиссии при разгоне автомобиля за минимальное время, а также определение топливной экономичности в ездовом цикле [7]. Анализ проведенных исследований показал значительный теоретический задел в области определения оптимального передаточного числа при различных режимах эксплуатации автомобиля. Вместе с тем, следует сказать, что оптимальный закон изменения передаточного числа трансмиссии должен определяться с учетом минимизации расхода топлива при ограничениях на ускорение (силу тяги) и скорость движения автомобиля. Авторами представленной работы предлагается для определения оптимальных законов управления неустановившимся движением (с точки зрения синтеза алгоритмов управления) применить метод оптимизации, в основе которого лежит применение к инвариантным признакам действительного движения игольчатой вариации Л.С. Понтрягина. Предлагаемый подход авторами ранее проведенных исследований не рассматривался.

Целью работы является определение оптимального передаточного числа, позволяющего решить задачу синтеза управления транспортным средством для оптимизации расхода топлива.

Материалы и методы. При расчете мгновенного расхода топлива автомобиля используем следующую зависимость:

$$G_T = q_N K_\omega K_N N_e, \tag{1}$$

где q_N — показатель удельного расхода топлива, соответствующий максимальному значению $N_e = N_{max}$; K_ω — значение коэффициента, определяемого с учетом скоростного режима работы двигателя; K_N — значение коэффициента, определяемого с учетом степени загрузки двигателя; N_e — мощность двигателя в текущий момент времени.

Коэффициенты K_ω и K_N определяли с учетом эмпирических зависимостей, K_ω — с учетом скоростного режима работы двигателя. Определим его по формуле:

$$K_\omega = a_\omega - b_\omega \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + c_\omega \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2, \tag{2}$$

где a_ω = 1,27; b_ω = 0,94; c_ω = 0,67; ω_e — текущее значение угловой скорости коленчатого вала; ω_N — угловая скорость вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя N_{max}.

Величина ω_e связана с передаточным числом трансмиссии i и скоростью движения автомобиля $\dot{x}$ зависимостью:

$$\omega_e = (i \cdot \dot{x}) / r_к . \tag{3}$$

Тогда формула (2) примет вид:

$$K_\omega = a_\omega - \frac{b_\omega}{\omega_N r_к}(i \cdot \dot{x}) + \frac{c_\omega}{(\omega_N r_к)^2}\left(i \cdot \dot{x}\right)^2 . \tag{4}$$

Коэффициент K_N зависит от степени загрузки двигателя ε. Значение ε определяли отношением мощности двигателя в текущий момент времени независимо от режима движения транспортного средства. Принимали в расчет: текущее значение угловой скорости коленчатого вала ω_e, мощность двигателя N_{ec} в момент полной подачи топлива и такое же значение угловой скорости коленчатого вала ω_e:

$$\varepsilon = \frac{N_e}{N_{ec}}. \tag{5}$$

Значение текущей мощности двигателя N_e определяли дифференциальным уравнением движения автомобиля по оси x, имеющего вид [5]:

$$\frac{\delta}{g}\ddot{x} = \frac{N_e \eta_T}{mg\dot{x}} - \psi - k\dot{x}^2. \tag{6}$$

Здесь δ — значение коэффициента, определяемого с учетом затрат мощности с учетом приращения кинетической энергии вращающихся масс двигателя, трансмиссии и колес при разгоне автомобиля;

η_T — коэффициент полезного действия трансмиссии; m — полная масса автомобиля; $\psi = f\cos\alpha + \sin\alpha$ — коэффициент сопротивления движению; k — коэффициент обтекаемости, определяющий силу сопротивления воздуха.

Коэффициент δ в представленной работе определили по следующей зависимости $\delta = 1 + \gamma i^2$, в которой значение γ зависит от конструктивных параметров автомобиля и изменяется в пределах γ = 0,001–0,003. Тогда из уравнения (6) можно получить выражение для текущего значения мощности двигателя:

$$N_e = \frac{mg\dot{x}}{\eta_{\text{T}}}\left[\frac{1+\varepsilon i^2}{g}\ddot{x} + \psi(t) + k\dot{x}^2\right]. \quad (7)$$

Значение мощности двигателя N_{ec} в момент максимальной подачи топливной смеси определили с помощью известной зависимости (формула Лейдермана) для внешней характеристики двигателя, имеющей вид:

$$N_{ec} = N_{max}\frac{\omega_e}{\omega_N}\left[A + B\frac{\omega_e}{\omega_N} - C\left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2\right]. \quad (8)$$

Эмпирические коэффициенты *A, B, C*, зависящие от параметров двигателя, могут определяться, например, по зависимостям, приведенным в работе [5]. После преобразований с учетом (3) выражение (8) принимает вид

$$N_{ec} = F(ai\dot{x} + bi^2\dot{x}^2 - ci^3\dot{x}^3), \quad (9)$$

где коэффициенты *a, b* и *c* определили по формулам:

$$F = \frac{N_{max}}{\omega_N r_k};\ a = A;\ b = \frac{B}{\omega_N r_k};\ c = \frac{C}{(\omega_N r_k)^2}.$$

Эмпирическая зависимость для коэффициента K_N имеет вид:

$$K_N = a_N + b_N\cdot\varepsilon - c_N\cdot\varepsilon^2 - d_N\cdot\varepsilon^3, \quad (10)$$

где константы a_N = 3,27; b_N = – 8,22; c_N = – 9,13; d_N = 3,18 для бензиновых двигателей; a_N = 1,20; b_N = 0,14; c_N = 1,80; d_N = – 1,46 для дизельных двигателей.

Степень загрузки двигателя *ε* в зависимости (10) с учетом (5), (7) и (9) определили по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\dfrac{mg\omega_N r_k}{N_{max}\eta_{\text{T}}}\left[\dfrac{1+\gamma i^2}{g}\ddot{x} + \psi(t) + k\dot{x}^2\right]}{ai + bi^2\dot{x} - ci^3\dot{x}^2}. \quad (11)$$

В качестве целевой функции использовали величину расхода топлива за время $t_к$, в течение которого осуществляется движение автомобиля на траектории $x(t) \le x_к$ с переменной скоростью $\dot{x} = f(t)$. Задача оптимизации решали в соответствии со следующим алгоритмом: устанавливали закон, в соответствии с которым определяется изменение передаточного числа трансмиссии $i(\dot{x})$, и соответствующую ему траекторию *x(t)* с таким учетом, чтобы целевой функционал принимал минимальное значение:

$$J = \int_0^{t_K} G_{\text{T}}\dot{x}dt \to min, \quad (12)$$

передаточное число, текущие скорость и мощность удовлетворяли ограничениям:

$$i \ge i_0,\ \dot{x} \le \dot{x}_{max},\ N_e \le N_{max}, \quad (13)$$

где i_0 — передаточное число главной передачи.

Результаты исследования. Результаты проведенных расчетов были использованы для случая непрерывного изменения передаточного числа трансмиссии. Тогда, пренебрегая инерцией вращающихся масс (при γ = 0), оптимальное значение $i_{опт}$, если оно существует, находится из условия:

$$\frac{\partial(G_{\text{T}}\dot{x})}{\partial i} = \left(\frac{\partial K_\omega}{\partial i} + \frac{\partial K_N}{\partial i}\frac{K_\omega}{K_N}\right)\dot{x} + K_\omega\frac{\partial\dot{x}}{\partial i} = 0. \quad (14)$$

Полученное выражение (15) в качестве результатов исследования применили для двух предельных случаев.

Первый случай — движение автомобиля с постоянной скоростью $\dot{x} = const$ и постоянной подачей топлива, когда *ε* и K_N = *const*. Поэтому второе слагаемое в уравнении (14) равно нулю, что позволяет получить простую формулу для определения оптимального передаточного числа трансмиссии:

$$i_{opt} = \frac{b_\omega\omega_N r_к}{2c_\omega\dot{x}} \quad (15)$$

При минимизации времени разгона до заданной скорости оптимальное передаточное число трансмиссии определили по формуле [5]:

$$i_{opt}^{p}=\frac{B\omega_N r_\kappa}{3C\dot{x}}\left(1+\sqrt{1+\frac{3AC}{B^2}}\right). \quad (16)$$

Второй случай — разгон автомобиля до заданной скорости при постоянной подаче топлива, когда соблюдается условие ε = const. В этом случае значение коэффициента $K_N = const$ и оптимальное передаточное число трансмиссии определили по формуле из решения уравнения:

$$\frac{\partial K_\omega}{\partial i}\dot{x}+K_\omega\frac{\partial\dot{x}}{\partial i}=0.$$

После преобразований с учетом выражения (4) для K_ω получим:

$$\left[-\frac{b_\omega}{\omega_N r_\kappa}\dot{x}+2\frac{c_\omega}{(\omega_N r_\kappa)^2}i\cdot\dot{x}^2\right]\dot{x}+\left[a_\omega-\frac{b_\omega}{\omega_N r_\kappa}(i\cdot\dot{x})+\frac{c_\omega}{(\omega_N r_\kappa)^2}\left(i\cdot\dot{x}\right)^2\right]\frac{\partial\dot{x}}{\partial i}=0. \quad (17)$$

Производную $\frac{\partial\dot{x}}{\partial i}$ в уравнении (17) определили из условия $\varepsilon = const$ с использованием выражения (11). При этом будем пренебрегать, как и ранее, инерцией вращающихся масс (γ = 0) и силой сопротивления воздуха $\left(k\dot{x}^2\approx 0\right)$. Тогда связь между скоростью движения автомобиля и передаточным числом трансмиссии установим (при $\varepsilon = const$) из решения следующего уравнения:

$$ci^3\dot{x}^2-bi^2\dot{x}-ai+\frac{z(t)}{\varepsilon d}=0,$$

где введены обозначения:

$$d=\frac{N_{max}\eta_T}{mg\omega_N r_k},\; z(t)=\left[\frac{\ddot{x}}{g}+\psi\left(t\right)\right].$$

Полученное уравнение относительно скорости имеет решение, если его дискриминант больше или равен нулю.

$$D=b^2i^4+4aci^4-\frac{4ci^3}{\varepsilon d}z(t)\geq 0.$$

Тогда для передаточного числа трансмиссии должно выполняться условие:

$$i_*\geq\frac{z(t)}{\varepsilon d(B^2/4C+A)}. \quad (18)$$

Соответствующее этому условию значение скорости определили по формуле:

$$\dot{x}_*=\frac{B\omega_N r_k}{2Ci_*}\left\{1+\sqrt{1+\frac{4C}{B^2}\left[A-\frac{z(t)}{\varepsilon di_*}\right]}\right\}. \quad (19)$$

При разгоне автомобиля предельное (минимальное) значение передаточного числа трансмиссии i_{min} определили из условия (18), что позволяет получить достаточно простое выражение для производной $\frac{\partial\dot{x}}{\partial i}$ и распространить его на всю траекторию движения:

$$\frac{\partial\dot{x}}{\partial i}=-\frac{b}{2ci_{min}^2}=-\frac{B}{2Ci_{min}^2}\omega_N r_k. \quad (20)$$

Подставляя полученные выражения в уравнение (17), после преобразований получим уравнение для оптимального значения передаточного числа трансмиссии:

$$\left[-\frac{b_\omega}{\omega_N r_\kappa}\dot{x}+2\frac{c_\omega}{(\omega_N r_\kappa)^2}i\cdot\dot{x}^2\right]\dot{x}+\left[a_\omega-\frac{b_\omega}{\omega_N r_\kappa}(i\cdot\dot{x})+\frac{c_\omega}{(\omega_N r_\kappa)^2}\left(i\cdot\dot{x}\right)^2\right]\frac{\partial\dot{x}}{\partial i}=0,$$

$$\left[-\frac{Bb_\omega}{2Ci_*}\beta+\frac{c_\omega B^2}{2C^2}\beta\right]\frac{B\omega_N r_k}{2Ci_*}\beta-\left[a_\omega-\frac{b_\omega B}{2C}\beta+c_\omega\left(\frac{B}{2C}\beta\right)^2\right]\frac{B}{2Ci_{min}^2}\omega_N r_k=0,$$

$$\left[-\frac{b_\omega}{i_*}+\frac{2c_\omega B}{C}\right]\frac{\omega_N r_k}{i_*}-\left[\frac{2Ca_\omega}{B\beta^2}-\frac{b_\omega}{\beta}+c_\omega\left(\frac{B}{2C}\right)\right]\frac{\omega_N r_k}{i_{min}^2}=0,$$

$$\left[-\frac{b_\omega}{i_*}+\frac{2c_\omega B}{C}\right]\frac{1}{i_*}\omega_N r_k-\frac{R}{i_{min}^2}\omega_N r_k=0,$$

$$-b_\omega + \frac{2c_\omega B}{C} i_* \omega_N r_k - \frac{R i_*^2}{i_{min}^2} \omega_N r_k = 0,$$

$$\frac{R i_*^2}{i_{min}^2} - \frac{2c_\omega B}{C} i_* \omega_N r_k + b_\omega \omega_N r_k = 0,$$

$$i_{*opt} = i_{min}^2 \left[\frac{c_\omega B}{RC} \mp \sqrt{\left(\frac{c_\omega B}{RC}\right)^2 \omega_N r_k - \frac{b_\omega}{i_{min}^2 R} \omega_N r_k} \right],$$

$$R = \left[\frac{2Ca_\omega}{B\beta^2} - \frac{b_\omega}{\beta} \omega_N r_k + c_\omega \left(\frac{B}{2C}\right) \omega_N r_k \right],$$

$$i_{min} = \frac{z(t)}{\varepsilon d(B^2/4C + A)} \omega_N r_k .$$

Для примера провели расчет расхода топлива для автомобиля со следующими характеристиками: полная масса автомобиля $m = 1800$ кг; коэффициенты внешней характеристики двигателя $A = 0{,}64$; $Б = 1{,}36$; $C = 1{,}0$; максимальная мощность двигателя $N_{max} = 100$ кВт; угловая скорость вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности двигателя $\omega_N = 576$ с$^{-1}$; радиус колеса $r_k = 0{,}34$ м; КПД трансмиссии $\eta_{тр} = 0{,}85$; передаточное число главной передачи $i_0 = 3{,}4$ и передаточные числа коробки переключения передач $i_5 = 1{,}0$; $i_4 = 1{,}5$; $i_3 = 2{,}2$; $i_2 = 3{,}2$; $i_1 = 4{,}8$; коэффициент вращающихся масс $\delta = 1{,}0$; коэффициент сопротивления движению $\psi = 0{,}12$.

Приведенный пример расчета расхода топлива для автомобиля с заданными характеристиками наглядно показывает решение задачи синтеза управления транспортным средством. Графики разгона автомобиля со ступенчатой коробкой переключения передач, иллюстрирующие решением для оптимального закона изменения передаточного числа, приведены на рис. 1. Для сравнения представлен график для разгона транспортного средства со ступенчатой коробкой переключения передач, который был построен по полученной аналитической зависимости.

На первом этапе разгона до скорости $\dot{x}_{мин}$ кривые совпадают. В данном случае $\dot{x}_{мин} = 6.14$ м/с или 22,1 км/ч.

$$V_i(t) = \frac{V_{i1} \frac{V_{0i} - V_{i2}}{V_{0i} - V_{i1}} exp\left[t\sqrt{b_i^2 + 4a_i c_i} \right] - V_{i2}}{\frac{V_{0i} - V_{i2}}{V_{0i} - V_{i1}} exp\left[t\sqrt{b_i^2 + 4a_i c_i} \right]}, \quad (21)$$

$$a_i = \frac{A\phi_{\partial max} - \psi}{\delta} G; \; b_i = \frac{\beta_i \phi_{\partial max}}{\delta} G. \quad (22)$$

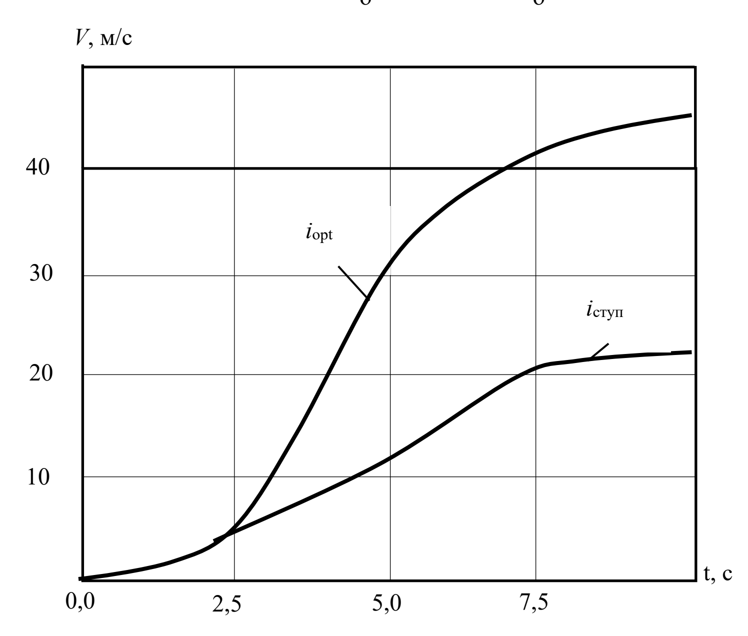


Рис. 1. Графики разгона автомобиля со ступенчатой коробкой переключения передач (сухая укатанная дорога α=100; f=0,025; ψ=0,118):
i_{opt} — оптимальное передаточное число трансмиссии;
i_{cm} — передаточное число, определяемое по времени разгона

$$c_i = \frac{\gamma_i \phi_{\text{Д}max}}{\delta} G;\ V_{i1,2} = \frac{b_i \pm \sqrt{b_i^2 + 4a_i c_i}}{2c_i}, \quad (23)$$

где $\varphi_{\text{Д}max}$ — коэффициент мощности двигателя; V_{0i} — начальная скорость машины на i-той передаче; $i = \overline{1,3}$ — индекс, обозначающий номер передачи; $V_i(t)$ — скорость машины на i-той передаче.

Обсуждение и заключение. Применение авторами аналитического метода для определения передаточного числа трансмиссии, а также использование данного метода в практических расчетах для автомобиля с заданными характеристиками показывает возможность решения задачи синтеза управления транспортным средством с применением математического аппарата.

Поставленная авторами работы цель — определение оптимального передаточного числа, позволяющего решить задачу синтеза управления транспортным средством для снижения расхода топлива — была достигнута. Результатом проведенных исследований являются аналитические зависимости, полученные для двух предельных случаев движения автомобиля.

Проведенные авторами расчеты для первого случая показали оптимальное значение передаточного числа трансмиссии, которое определили в соответствии с формулами (15) и (16). Значение передаточного числа трансмиссии обратно пропорционально скорости движения автомобиля. Значение скорости, определяемое для оптимального передаточного числа трансмиссии будет меньше, чем передаточное число, определяемое по времени разгона. Формирование эмпирической зависимости во втором случае при переменной подаче топлива $K_N = f(t)$ и оптимальное передаточное число трансмиссии были определены в результате численного решения уравнения (14).

Важность проведенного исследования заключается в упрощении решения задачи синтеза управления неустановившимся движением транспортного средства, что наглядно показывают полученные графические зависимости. Подобный результат возможен при применении объединенного принципа максимума.

Список литературы

1. Додонов Б.М., Кольцов В.И., Долгов И.А. Управление курсовым движением автомобиля по направляющей точке. *Вестник Удмуртского университета. Математика. Механика. Компьютерные науки.* 2009;(4):45–61. https://doi.org/10.20537/vm090405

2. Deryushev V.V., Kosenko V.V., Zagutin D.S., Arakelyan R.M., Krymsky V.S. The motor vehicles transmission number optimum management. In: *AIP Conference Proceedings. XV International Scientific-Technical Conference "Dynamics of Technical Systems" (DTS 2019).* Rostov-on-Don; 2019. 2188(1):020010. https://doi.org/10.1063/1.5138384

3. Popov S., Marchenko J., Kosenko E., Dontsov N., Khvan R., Demchenko D. Estimation of the residual life of cars In: *XV International Scientific Conference «INTERAGROMASH 2022». Lecture Notes in Networks and Systems.* Vol. 575, Cham: Springer; 2023. P. 1276–1283 https://doi.org/10.1007/978-3-031-21219-2_143

4. Marchenko Yu.V., Deryushev V.V., Popov S.I., Marchenko E.V. Model of multi-parameter optimization of the characteristics of a cable car in a solid waste transportation system. *Safety of Technogenic and Natural Systems.* 2023;(4):80–96. https://doi.org/10.23947/2541-9129-2023-7-4-80-96

5. Макаров А.В., Макаров В.Г., Афанасьев А.Ю. Оптимальное управление гибридной силовой установкой транспортного средства при движении с постоянной скоростью. *Вестник Чувашского университета.* 2019;(3):150–158. URL: https://www.chuvsu.ru/wp-content/uploads/2020/04/2019_3.pdf (дата обращения: 14.11.2023) (In Russ.).

6. Горохов Д.А. Моделирование системы управления курсовой устойчивостью автомобиля. *Научные труды КубГТУ.* 2016;(6):29–35. URL: https://ntk.kubstu.ru/data/mc/0027/1001.pdf (дата обращения: 14.11.2023) (In Russ.).

7. Горожанкин С.А., Савенков Н.В., Понякин В.В. Влияние передаточного числа главной передачи на топливную экономичность автомобиля в ездовом цикле. *Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета.* 2018;15(1(59)):19–29. URL: https://vestnik.sibadi.org/jour/issue/viewFile/18/6 (дата обращения: 14.11.2023) (In Russ.).

References

1. Dodonov BM, Koltsov VI, Dolgov IA. Control of the motor car's directional motion. *Vestnik Udmurtskogo Universiteta. Matematika. Mekhanika. Komp'yuternye Nauki.* 2009;(4):45–61. https://doi.org/10.20537/vm090405 (In Russ.).

2. Deryushev VV, Kosenko VV, Zagutin DS, Arakelyan RM, Krymsky VS. The motor vehicles transmission number optimum management. In: *AIP Conference Proceedings. XV International Scientific-Technical Conference "Dynamics of Technical Systems" (DTS 2019).* Rostov-on-Don; 2019. 2188(1):020010. https://doi.org/10.1063/1.5138384

3. Popov S, Marchenko J, Kosenko E, Dontsov N, Khvan R, Demchenko D. Estimation of the residual life of cars In: *XV International Scientific Conference «INTERAGROMASH 2022». Lecture Notes in Networks and Systems.* Vol. 575, Cham: Springer; 2023. P. 1276–1283 https://doi.org/10.1007/978-3-031-21219-2_143

4. Marchenko YuV, Deryushev VV, Popov SI, Marchenko EV. Model of multi-parameter optimization of the characteristics of a cable car in a solid waste transportation system. *Safety of Technogenic and Natural Systems.* 2023;(4):80–96. https://doi.org/10.23947/2541-9129-2023-7-4-80-96

5. Makarov A, Makarov V, Afanasiev A. Optimal control of hybrid electric vehicle with constant speed. *Vestnik Chuvashskogo Universiteta.* 2019;(3):150–158. URL: https://www.chuvsu.ru/wp-content/uploads/2020/04/2019_3.pdf (accessed: 14.11.2023).

6. Gorokhov DA. Modeling of vehicle stability management system. *Scientific Works of the Kuban State Technological University*. 2016;(6):29–35. URL: https://ntk.kubstu.ru/data/mc/0027/1001.pdf (accessed: 14.11.2023).

7. Gorozhankin SA, Savenkov NV, Ponyakin VV. Influence of main gear ratio on car fuel efficiency in the drive cycle. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal.* 2018;15(1(59)):19–29. URL: https://vestnik.sibadi.org/jour/issue/viewFile/18/6 (accessed: 14.11.2023).

Поступила в редакцию 29.11.2023
Поступила после рецензирования 25.12.2023
Принята к публикации 09.01.2024

Об авторах:

Евгений Евгеньевич Косенко, кандидат технических наук, доцент кафедры робототехники и мехатроники Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код: 3448-5049, ORCID, a123lok@mail.ru

Юлианна Викторовна Марченко, кандидат технических наук, доцент кафедры робототехники и мехатроники Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код: 2166-7988, ORCID, marchenko-6470@mail.ru

Сергей Иванович Попов, кандидат технических наук, доцент, кафедры робототехники и мехатроники Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), ScopusID, SPIN-код: 4449-5231, ORCID, spopov1957@yandex.ru

Эдвард Викторович Марченко, доцент кафедры робототехники и мехатроники Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, SPIN-код: 6902-5129, ORCID, daedwardrambler.ru@mail.ru

Андрей Игоревич Изюмов, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой робототехники и мехатроники Донского государственного технического университета (344039, РФ, Ростов-на-Дону, Советский район, ул. Праздничная, д. 86), SPIN-код: 4389-2093, ORCID, Andrei-Igorevich1991@yandex.ru

Заявленный вклад соавторов:
Е.Е. Косенко — формирование основной концепции.
Ю.В. Марченко — цели и задачи исследования.
С.И. Попов — проведение расчетов.
Э.В. Марченко — подготовка текста.
А.И. Изюмов — формирование выводов.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Received 29.11.2023
Revised 25.12.2023
Accepted 09.01.2024

About the Authors:

Evgeny E. Kosenko, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of the Robotics and Mechatronics Department, Don State Technical University (1, Gagarin Sq., Rostov-on-Don, 344003, RF), ORCID, SPIN-код: 3448-5049, a123lok@mail.ru

Julianna V. Marchenko, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of the Robotics and Mechatronics Department, Don State Technical University (1, Gagarin Sq., Rostov-on-Don, 344003, RF), SPIN-code: 2166-7988, ORCID, marchenko-6470@mail.ru

Sergey I. Popov, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of the Robotics and Mechatronics Department, Don State Technical University (1, Gagarin Sq., Rostov-on-Don, 344003, RF), SPIN-code: 4449-5231, ORCID, spopov1957@yandex.ru

Edward V. Marchenko, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of the Robotics and Mechatronics Department, Don State Technical University (1, Gagarin Sq., Rostov-on-Don, 344003, RF), SPIN-code: 6902-5129, ORCID, daedwardrambler.ru@mail.ru

Andrey I. Izyumov, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Robotics and Mechatronics Department, Don State Technical University (86, Prazdnichnaya St., Sovetsky district, Rostov-on-Don, 344039, RF), SPIN-code: 4389-2093, ORCID, Andrei-Igorevich1991@yandex.ru

Claimed contributorship:
EE Kosenko: formulation of the basic concept.
JV Marchenko: goals and objectives of the study.
SI Popov: calculations.
EV Marchenko: preparation of the text.
AI Izyumov: formulation of conclusions.

Conflict of interest statement: the authors do not have any conflict of interest.

All authors have read and approved the final manuscript.